

Hochdruckdampfturbinen für die chemische Industrie*

Von F. FLATT

Escher WyB, Maschinenfabrik, Zürich

In der Schweiz nimmt der Bedarf an elektrischer Energie jährlich um etwa 7% zu, ähnlich wie in den übrigen Ländern Europas. Die verfügbaren Wasserkräfte unseres Landes sind schon weitgehend ausgenutzt, so daß der Bau weiterer Wasserkraftwerke nur mit erhöhten Kosten und eventuell mit Opferung von Kulturland und Naturschönheiten möglich ist. Es ist deshalb auch bei uns mit dem Bau thermischer Kraftwerke bereits begonnen worden; die erste Anlage mit einer 150 000-kW-Dampfturbine wird im unteren Wallis aufgestellt. Der thermische Wirkungsgrad einer solchen Dampfkraftanlage bleibt leider auf 39 bis 40% beschränkt, trotz Anwendung hoher Drücke und hoher Temperaturen.

Im Bildteil links oben (Abb. 1) ist in starker Vereinfachung ein Dampfkraftwerk dargestellt. Der im Kessel

K erzeugte Dampf wird in der Turbine *T* entspannt und daraufhin unter Vakuum im Kondensator niedergeschlagen, der von Kühlwasser durchströmt wird. Die Turbine treibt den Generator *G* an.

Im Wärmeflußbild links zeigt die Breite *A* des schwarzen Bandes die durch den Brennstoff in den Dampfkessel eingeführte Wärme, von welchen 8 bis 10% durch die heißen Abgase des Kessels verlorengehen, wie links unten dargestellt.

Die in elektrische Energie umgesetzte Wärme ist durch den schraffierten Streifen rechts dargestellt, während die im Turbinenabdampf enthaltene Verlustwärme von etwa 50%, die im Kondensator *C* an das Kühlwasser abgegeben wird, links unten veranschaulicht ist.

Dieser große Verlust im Abdampf der Turbine bzw. im Kondensator ist der Grund dafür, daß bei Großkraftwerken höchstens etwa 40% der Brennstoffwärme in elektrische Energie umgesetzt werden kann und bei kleineren Anlagen sogar nur 25 bis 30%.

Viele industrielle Werke, wie Papier- und Textilfabriken, besonders aber die chemische Industrie, benötigen nebst elektrischer Energie auch Wärme, die meistens in Form von Dampf zu den einzelnen Apparaten der Fabriken geleitet wird.

Der für die Heizung benötigte Dampf kann in Niederdruck-Dampfkesseln erzeugt und zu den Wärmeverbrauchern *H* geleitet werden, wie in der Mitte des Bildes gezeigt wird. Die benötigte elektrische Energie kann von den Elektrizitätswerken bezogen werden. Wird diese elektrische Energie in einem thermischen Kraftwerk erzeugt, wie dies im Bildteil links dargestellt ist, so ergibt sich hierfür ein Brennstoffbedarf entsprechend der Strecke *A* und für die Erzeugung des Heizdampfes ein Wärmeverbrauch entsprechend der Breite *B* des mittleren Wärmeflußdiagrammes.

Der gesamte Brennstoffverbrauch der Fabrik für Strom und Wärme entspricht bei dieser getrennten Erzeugung der Summe der Strecken *A* und *B*.

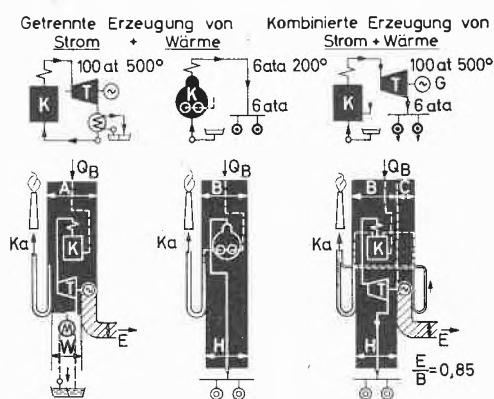


Abb. 1. Oben: Vereinfachte Schemata. Links: Dampfkraftanlage, Mitte: ND-Kessel für Heizdampf, rechts: Anlage mit Gegendruckdampfturbine für kombinierte Erzeugung von Strom und Heizdampf. – Unten: Wärmeflußdiagramme für die oben dargestellten Anlagen. Links und Mitte: bei getrennter Erzeugung von Strom und Heizdampf (gesamter Brennstoffverbrauch entsprechend den Strecken *A* + *B*), rechts: bei kombinierter Erzeugung von Strom und Heizdampf durch Anwendung einer Gegendruckdampfturbine (Brennstoffverbrauch entsprechend Strecke *C* wesentlich geringer als *A* + *B*)

* Vortrag, gehalten am «Symposium über Hochdrucktechnik in der Chemie», 26. Oktober 1963, Zürich.

Wird dagegen die Erzeugung der elektrischen Energie und der benötigten Wärmemenge in einem Heizkraftwerk kombiniert, so ergibt sich eine erhebliche Brennstoffersparnis, wie dies im Bildteil rechts veranschaulicht ist. Bei einer solchen kombinierten Heizkraftanlage wird Dampf in einem Dampfkessel *K* unter einem Druck von z.B. 40 oder 100 at erzeugt und auf 400 oder 500°C überhitzt. Der Hochdruckdampf wird darauf in einer sogenannten Gegendruckturbine *T* bis zu einem Druck entspannt, der für die Heizung der verschiedenen Apparate benötigt wird. Der Abdampf der Gegendruckturbine strömt durch das Rohrleitungsnetz zu den verschiedenen Verbrauchsstellen *H*. Die Gegendruckdampfmaschine treibt den Generator an, der seinerseits den Strom an das elektrische Netz der Fabrik liefert.

Bei einer solchen Anlage geht der Wärmeinhalt des Turbinenabdampfes nicht verloren, sondern wird für Heizzwecke vollständig ausgenützt. Die Wärme des Abdampfes ist daher nicht als Verlust zu betrachten, und dementsprechend im Wärmeflußdiagramm rechts unten schwarz bemalt.

Bei der kombinierten Erzeugung von Wärme und Strom in einem Heizkraftwerk ist der Mehrverbrauch an Brennstoff durch den größeren Wärmeinhalt des Hochdruckdampfes bedingt. Dieser Mehraufwand an Brennstoff ist durch die Strecke *C* im Wärmeflußdiagramm veranschaulicht.

Dieser Mehraufwand wird praktisch vollständig in elektrische Energie übergeführt. Der in der Gegendruckturbogruppe erzeugte Strom ist im Diagramm rechts durch den schraffierten Streifen dargestellt.

Da keinerlei Verluste in einem Kondensator abgeführt werden müssen, ergeben sich für die Stromerzeugung lediglich zusätzliche Verluste durch den etwas erhöhten Rauchgasverlust im Kamin des Hochdruckkessels.

Es folgt daraus, daß bei Erzeugung elektrischer Energie in einer Gegendruckdampfmaschine etwa 85% des Mehrverbrauches an Brennstoff in elektrische Energie umgewandelt wird. Eine solche Stromerzeugung in einem Heizkraftwerk ist deshalb sehr wirtschaftlich, weil die Brennstoffkosten niedrig bleiben.

Auch der Kapitalaufwand für die Stromerzeugung bleibt dabei gering, weil nur die Mehrkosten des Hochdruckdampfherstellers gegenüber einem Niederdruckkessel in Rechnung zu stellen sind sowie die Kosten für die Gegendruckdampfmaschine, den Generator und weiteres Zubehör. Da in der chemischen Industrie meistens während des ganzen Jahres Strom und Wärme benötigt werden, belasten die Kapitalkosten den kW-Preis verhältnismäßig wenig.

Im allgemeinen ist es für industrielle Werke gegeben, den Druck des Hochdruckdampfes so zu wählen, daß möglichst der gesamte Strombedarf der Fabrik durch die Gegendruckturbine gedeckt werden kann.

Vom volkswirtschaftlichen Standpunkt aus ist es erwünscht, eine möglichst große Gegendruckleistung zu erzeugen und den allfällig überschüssigen Strom an das

Netz der Elektrizitätswerke zur allgemeinen Verwendung abzugeben und auf diese Weise die thermischen Kraftwerke mit ihrem niedrigen Wirkungsgrad zu entlasten.

Wenn z.B. in einer chemischen Fabrik eine Dampfmenge von 100 t/h bei 6 ata Druck benötigt wird, so kann durch drei verschiedene Maßnahmen die im Gegendruckbetrieb erzeugbare elektrische Leistung erhöht werden, nämlich:

1. durch Vorwärmen des Speisewassers vor dessen Eintritt in den Kessel *K* unter Verwendung von Abdampf und Entnahmedampf,
2. durch Erhöhung des Frischdampfdruckes,
3. durch Erhöhung der Dampftemperatur.

In Abb.2 zeigt das obere Schema eine Anlage, in der eine Dampfmenge von 100 t/h in der Gegendruckturbine *T* von 40 at auf 6 at entspannt wird und dabei eine Leistung von 12200 kW erzeugt. Der Abdampf wird in der Fabrik zu Heizzwecken ausgenützt, und es ist hier angenommen, daß kein Kondensat zur Kesselanlage zurückfließt.

Frischwasser von 15° wird in einer Aufbereitungsanlage *F* gereinigt und von der Speisepumpe *SP* direkt in den Kessel gefördert.

Gemäß dem unteren Schema wird das Speisewasser nach seiner Reinigung in einem Oberflächenwärmeaustauscher, einem sogenannten Vorwärmer *V*, von 15° auf 150° vorgewärmt vor Eintritt in den Speisewasserbehälter bzw. den Dampfkessel. Für die Beheizung des Vorwärmers dient die Dampfmenge G_V von 24 t/h, die aus der Gegendruckleitung der Turbine entnommen wird.

Für die Deckung des unveränderten Dampfbedarfes der Fabrik von 100 t/h muß daher die Frischdampfmenge *G* um den Betrag G_V des Vorwärmerdampfes erhöht werden auf 124 t/h. Da somit die Turbine von dieser vergrößerten Dampfmenge durchströmt wird, erzeugt sie nun am Generator eine Leistung von 15100 kW, also

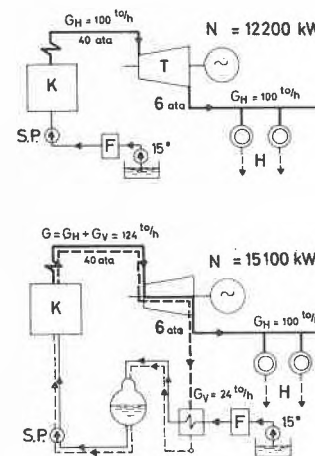


Abb.2. Oben: Schema einer Anlage mit Gegendruckdampfmaschine ohne Vorwärmung des Speisewassers, unten: mit einstufiger Vorwärmung des Speisewassers. *K* Dampfkessel, *T* Gegendruckdampfmaschine, *H* Dampfverbraucher, *SP* Speisepumpe

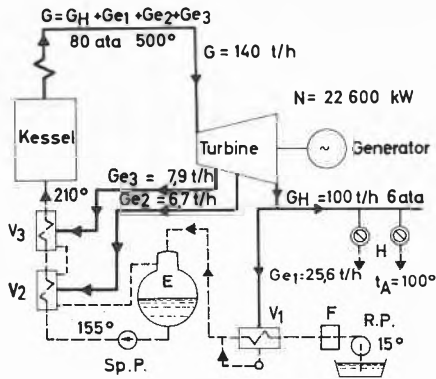


Abb.3. Anlage mit Gegendruckdampfturbine und 3stufiger Vorwärmung des Speisewassers. V_1, V_2, V_3 = Speisewasservorwärmer

24% mehr als die Anlage ohne Speisewasservorwärmung gemäß dem oberen Schema.

Eine weitere Steigerung der Gegendruckleistung kann gemäß Abb.3 durch zusätzliche Dampfantnahme aus den Zwischenstufen der Turbine erfolgen, wobei der entnommene Dampf in den Oberflächenvorwärmern V_2 und V_3 das Speisewasser bis auf beispielsweise 210° erwärmt. Die Frischdampfmenge muß dann entsprechend um die Entnahmemengen G_{e1}, G_{e2}, G_{e3} erhöht werden auf 140 t/h.

Wird auch noch gleichzeitig der Frischdampfdruck auf 80 at erhöht und die Überhitzung auf 500° gesteigert, so wird beim unveränderten Bedarf an 6 ata Heizdampf von 100 t/h die Leistung der Turbogruppe auf 22600 kW gesteigert.

Bei Vergleichsprojekten mit verschiedenen Drücken und Temperaturen des Frischdampfes ist zu beachten,

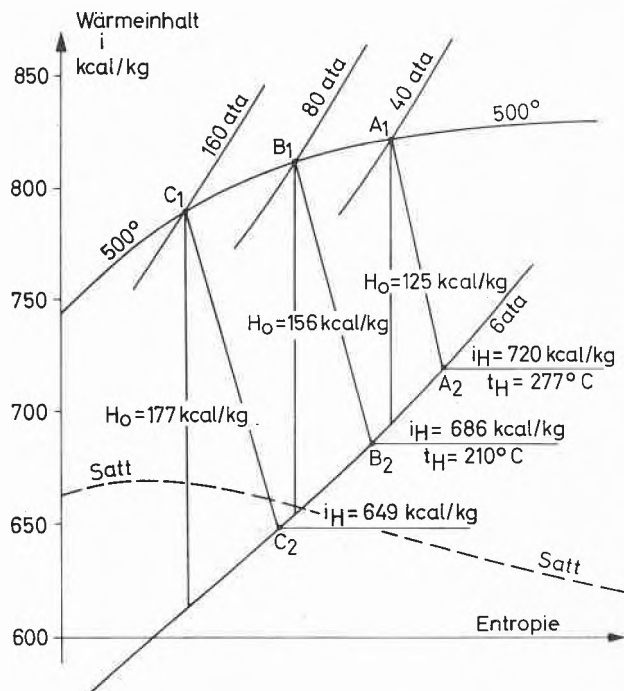


Abb.4. IS-Diagramme für Gegendruckturbinen bei 6 ata Gegendruck und verschiedenen Frischdampfdrücken

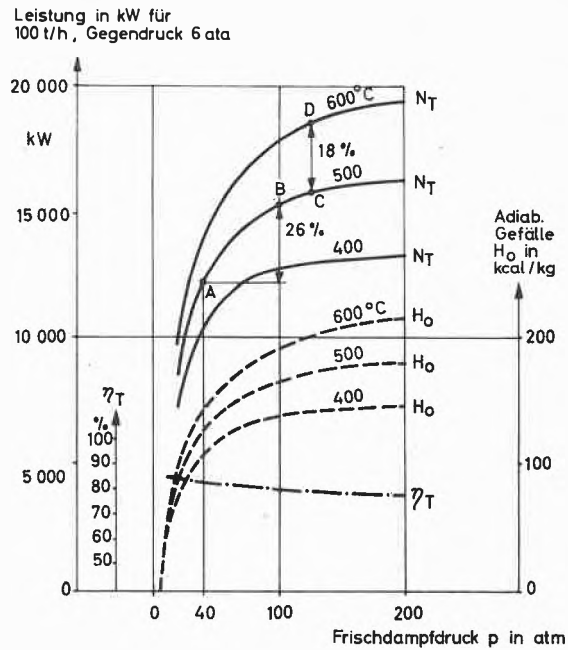


Abb.5. Leistung N_T von Gegendruckturbinen in Abhängigkeit vom Frischdampfdruck bei einer Dampfmenge von 100 t/h und einem konstanten Gegendruck von 6 ata (ausgezogene Kurven). Adiabatische Gefälle H_0 (gestrichelte Kurven), thermodynamischer Wirkungsgrad η_T (strichpunktierte Kurve)

daß die Temperatur des Abdampfes und daher auch dessen Wärmeinhalt niedriger wird, wenn zufolge höheren Frischdampfdruckes das adiabatische Wärmegefälle größer wird.

Im Enthalpiediagramm (Abb.4) werden die Ingenieure unter ihnen drei Beispiele der Expansionslinien von Turbinen erkennen, der Linienzug rechts $A_1 - A_2$ für Frischdampf von 40 at 500°, der mittlere $B_1 - B_2$ für 80 at und der Linienzug $C_1 - C_2$ für 160 at.

Die Abdampftemperaturen sind dann bei diesen drei Varianten 277, 210, 160° und entsprechend variieren die Wärmeinhalte des Abdampfes gemäß den eingetragenen Zahlen zwischen 720 und 649 cal/kg.

Für Vergleichsprojekte mit verschiedenen Wärmegehalten des Turbinenabdampfes ist es wohl richtig, nicht mehr mit einer unveränderlichen Heizdampfmenge in t/h zu rechnen, sondern mit unveränderter Heizleistung, z. B. in Gcal/h.

In diesem Diagramm (Abb.5) zeigen zunächst die gestrichelten Kurven das adiabatische Gefälle H_0 in Funktion vom Frischdampfdruck bis 200 at, wobei als Beispiel der Gegendruck der Turbine mit 6 ata vorausgesetzt ist. Die ausgezogenen oberen Kurven zeigen die Leistungen der Turbinen für konstanten Dampfstrom von 100 t/h. Zu beachten ist bei Erhöhung des Frischdampfdruckes von 40 auf 100 at, daß die Turbinenleistung um 26% vergrößert wird. Erhöht man die Frischdampftemperatur von 500 auf 600°, so vergrößert sich die Turbinenleistung um 18%, dies bei einem Dampfstrom von 100 t/h, also unabhängig davon, daß der Wärmeinhalt

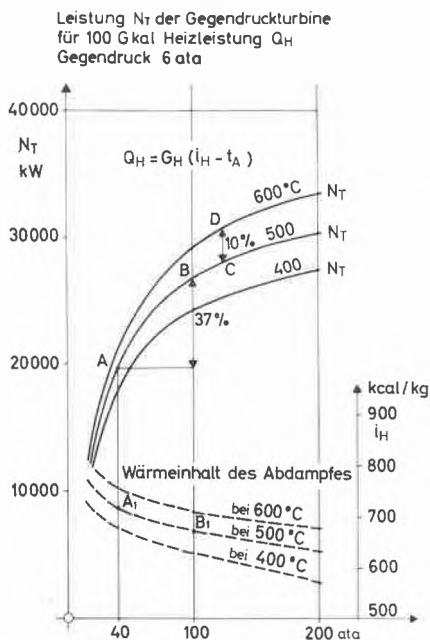


Abb. 6. Leistung von Gegendruckturbinen, deren Abdampf eine unveränderliche Heizleistung von 100 Gcal/h ergeben bei Gegendruck 6 ata (ausgezogene Kurven). Wärmeinhalt des Abdampfes in Abhängigkeit vom Frischdampfdruck für verschiedene Frischdampf-temperaturen (gestrichelte Kurven)

des Abdampfes bei höherwerdendem Druck niedriger wird. Die Heizleistung würde daher in einem solchen Falle bei Steigerung des Frischdampfdruckes abnehmen.

Das folgende Diagramm (Abb. 6) zeigt unten gestrichelt den Wärmeinhalt des Abdampfes in Abhängigkeit vom Frischdampfdruck, und zwar bei einer Frischdampf-temperatur von 600, 500 und 400°.

Für einen korrekten Vergleich von Varianten mit verschiedenen Drücken soll jedoch von einer konstanten Heizleistung, z. B. von 100 Gcal/h, ausgegangen werden.

Da die Heizleistung Q_H durch die Formel $Q_H = G_H (i_H - t_A)$ bestimmt ist, muß für die konstante Heizleistung Q_H mit steigendem Druck, d. h. abnehmendem Abdampf-wärmeinhalt, die Dampfmenge G_H zunehmen. Mit dem erhöhten Dampfdurchsatz ergibt sich daher auch eine stärkere Zunahme der Turbinenleistung, als dies dem adiabatischen Gefälle allein entsprechen würde.

Von den ausgezogenen Kurven zeigt diejenige für 500°, daß die Leistungssteigerung der Gegendruckturbine beim Übergang von 40 auf 100 at 37% beträgt statt nur 26% gemäß dem vorhergehenden Diagramm, bei dem die Dampfmenge konstant vorausgesetzt war.

Erhöht man die Frischdampf-temperatur von 500 auf 600° zum Beispiel bei einem konstanten Druck von 125 at, wie dies durch die Punkte *c* und *d* dargestellt ist, so erhöht sich die Leistung der Gegendruckturbine um nur 10% für die konstante Heizleistung von 100 Gcal, weil der Abdampf der 600°-Turbine selbstverständlich heißer ist als bei nur 500° Frischdampf-temperatur. Bei der 600°-Turbine wird daher bei der vorgeschriebenen Heizleistung von 100 Gcal der Dampfdurchsatz durch die Tur-

bine geringer als bei der 500°-Turbine. Dies ist der Grund, weshalb die Erhöhung des adiabatischen Gefälles durch die höhere Überhitzung in der Leistung nicht voll zur Auswirkung kommt.

Während sich Abb. 7 auf eine Anlage ohne Vorwärmung des Speisewassers durch Anzapfung bezieht, veranschaulicht die mittlere Kurve die Leistung der Gegendruckturbine bei einstufiger Vorwärmung im Druckbereich zwischen 40 und 100 at und die obere Kurve die Leistung bei 3stufiger Vorwärmung bei Frischdampfdrücken bis 200 at.

Dabei beziehen sich diese Turbinenleistungen auf eine Heizleistung des Abdampfes von 100 Gcal/h.

Es ist beachtlich, daß bei einstufiger Vorwärmung und 40 at Frischdampfdruck eine Leistung von 24000 kW erzielbar ist, wogegen bei 3stufiger Vorwärmung und einem Frischdampfdruck von 80 at eine Leistung von 36000 kW und bei 180 at Frischdampfdruck eine solche von 45000 kW. Für dieselbe Heizleistung kann also durch Erhöhung des Druckes und durch mehrstufige Vorwärmung des Speisewassers eine ganz beträchtliche Mehrleistung der Gegendruckturbine erzielt werden.

Drücke von 180 at sind bei modernen Dampfkraftwerken mit Leistungen von 150 MW sehr gebräuchlich geworden, wobei allerdings Frischdampf-mengen von etwa 450 t/h benötigt werden.

Die Heizleistung von 100 Gcal/h, die in den gezeigten Diagrammen vorausgesetzt ist, entspricht einer Heizdampfmenge von etwa 170 t/h.

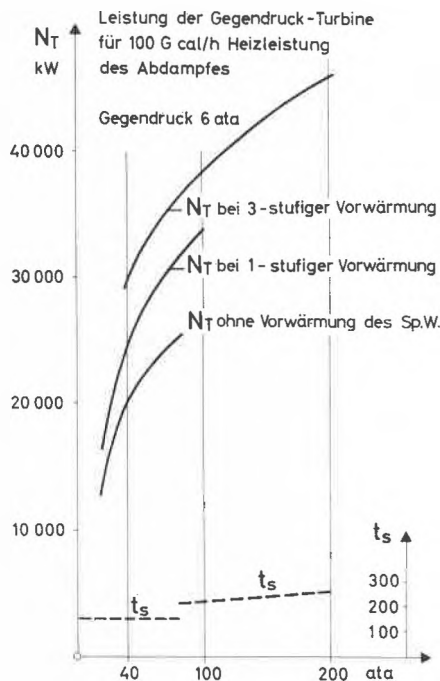


Abb. 7. Leistung von Gegendruckturbinen mit Vorwärmung des Speisewassers durch Anzapfdampf in Abhängigkeit vom Frischdampfdruck bei unveränderter Heizleistung des Abdampfes von 100 Gcal/h und Gegendruck 6 ata. Untere Kurve: Ohne Vorwärmung des Speisewassers, mittlere Kurve: bei einstufiger Vorwärmung, obere Kurve: bei 3stufiger Vorwärmung

Selbstverständlich haben viele unserer chemischen Fabriken in der Schweiz einen wesentlich geringeren Heizdampfbedarf als 170 t/h bzw. eine geringere Heizleistung als 100 Gcal/h. Bei diesen kleineren Dampfmen gen ergeben sich in den Turbinen ungünstigere Wirkungsgrade als bei den vorgenannten großen Dampfmen gen, besonders mit ansteigenden Frischdampfdrücken, weil das Dampfvolu men nur noch klein ist und deshalb die Schaufellängen gering werden.

Es bleibt daher von Fall zu Fall zu prüfen, ob je nach Wärmebedarf der Fabrik ein Frischdampfdruck von nur z. B. 40 oder 80 at zu wählen ist, was bei Wärmebedarf von 10 bis 50 Gcal/h oder einer Heizdampfmenge von 15 bis 80 t/h der Fall ist. Es ist zu prüfen, ob auch Drücke von 140 bis 180 at wirtschaftlich sind, was im allgemeinen nur für Heizleistungen, die größer als 50 Gcal/h sind, also bei Heizdampfmen gen von mehr als 80 t/h, zutrifft.

Die Wirtschaftlichkeit wird dabei selbstverständlich wesentlich von der Preiserhöhung abhängig sein, die sich für die Steigerung des Druckes in Turbine und Kessel ergeben, sowie auch vom Preis, zu welchem der allfällige Überschußstrom an das Netz abgegeben werden kann.

Der Vollständigkeit halber wird in Abb. 8 gezeigt, daß analog wie bei modernen Dampfkraftwerken auch bei Gegendruckanlagen Zwischenüberhitzung zur Anwendung gebracht werden kann.

Der bei 180 at erzeugte Dampf durchströmt zunächst die Hochdruckturbine T_1 und wird dann im sogenannten Zwischenüberhitzer durch die Rauchgase des Kessels bei einem Druck von 60 at wieder auf 530° überhitzt. Der Dampf wird hierauf in der Turbine T_2 bis auf 6 ata entspannt.

Selbstverständlich gelangt auch hier Vorwärmung des Speisewassers durch Entnahmedampf zur Anwendung. Es sind in diesem Falle fünf Vorwärmer V_1, V_2, V_3, V_4, V_5 vorgesehen.

Da die Speisepumpenleistung für den hohen Druck etwa 2000 kW beträgt, ist ein Antrieb durch eine Hilfsdampfturbine T_3 vorgesehen, die mit Dampf arbeitet, der aus der Turbine T_2 bei 16 at entnommen wird. Der

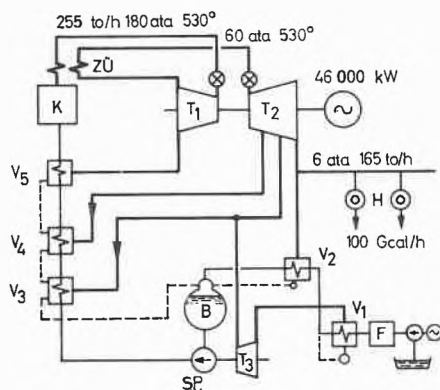


Abb. 8. Schema einer Gegendruckanlage mit Zwischenüberhitzung und 5-stufiger Vorwärmung des Speisewassers durch Anzapfdampf sowie Antrieb der Speisepumpe SP durch eine Hilfsdampfturbine T_3 .

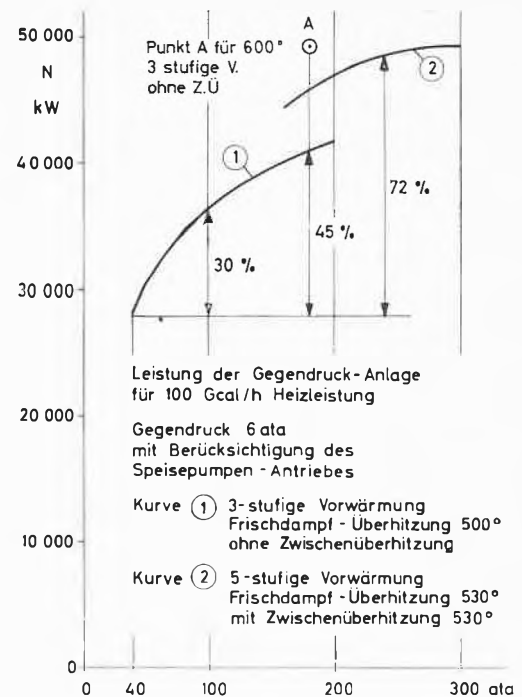


Abb. 9. Leistung von Gegendruckturbinen in Abhängigkeit vom Frischdampfdruck für Heizleistung von 100 Gcal/h. Bei 6 ata Gegendruck Kurve 1 ohne Zwischenüberhitzung, Kurve 2 mit Zwischenüberhitzung, Punkt A für 600° Frischdampf ohne Zwischenüberhitzung

Abdampf dieser Hilfsturbine wird im Vorwärmer V_1 niedergeschlagen. Seine Wärme geht also nicht verloren. Mit einer solchen Anlage wird durch die Gegendruckturbogruppe eine Leistung von 46 000 kW erzeugt bei einer Heizleistung von 100 Gcal/h bzw. einer Heizdampfmenge von 165 t/h bei 6 ata.

Wird eine weitere Leistungssteigerung gewünscht, so kann dies in geringem Maße noch durch Erhöhung des Frischdampfdruckes auf 240 oder 300 at erreicht werden, wie durch Kurve 2 in Abb. 9 veranschaulicht.

Zum Vergleich zeigt Kurve 1 die mit einer Anlage ohne Zwischenüberhitzung und mit nur 3-stufiger Vorwärmung erreichbare Leistung. Wie ersichtlich, kann ohne Zwischenüberhitzung gegenüber einer solchen Anlage mit 40 at durch Erhöhung des Frischdampfdruckes auf 180 at bei 500° die Leistung um 45% gesteigert werden. Bei 240 at und 530° und Anwendung von Zwischenüberhitzung auf 530° kann die ans Netz abgegebene elektrische Leistung um 72% vergrößert werden.

Als interessanter Vergleich ist Punkt A eingetragen, der sich auf eine Anlage ohne Zwischenüberhitzung, aber mit Frischdampf von 600° bezieht. Sie ergibt 49 000 kW.

In neuerer Zeit wird oft davon gesprochen, Dampfkraftanlagen mit Gasturbinen zu kombinieren. In Abb. 10 ist eine solche Anlage schematisch dargestellt. Die Gasturbinenanlage umfaßt den Kompressor C für die Verbrennungsluft, eine Brennkammer B, in welcher ein Teil des Brennstoffes unter hohem Luftüberschuß verbrannt wird, so daß ein Gasgemisch von 700° entsteht,

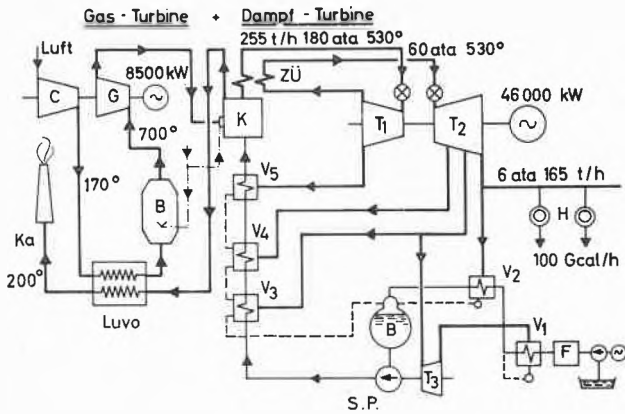


Abb. 10. Gegendruck-Dampfturbinenanlage, kombiniert mit einer Gasturbine für eine Heizleistung von 100 Gcal/h bei 6 ata Gegendruck. Bezeichnungen im Schema der Dampfkraftanlage rechts wie bei vorhergehenden Figuren. Bezeichnungen der Gasturbinenanlage: C Luftverdichter, B Brennkammer, G Gasturbine, Luvo Wärmeaustauscher, Ka Kamin

welches in die Gasturbine G eintritt. Die noch heißen Abgase der Gasturbine strömen in den Kessel, wo sie infolge ihres großen Luftüberschusses zur weiteren Verbrennung des zusätzlichen Brennstoffes verwendet werden.

Die Abgase des Kessels werden in einem Economiser durch das Speisewasser auf etwa 300° abgekühlt und in einem Luftvorwärmer auf etwa 200°.

Durch diese Kombination der Gasturbine mit der Gegendruck-Dampfanlage wird eine zusätzliche Leistung von 8500 kW gewonnen, so daß sich die gesamte Gegendruckleistung auf 54500 kW erhöht für die Heizleistung von 100 Gcal/h, also etwa zweimal soviel wie bei einer 40-at-Anlage.

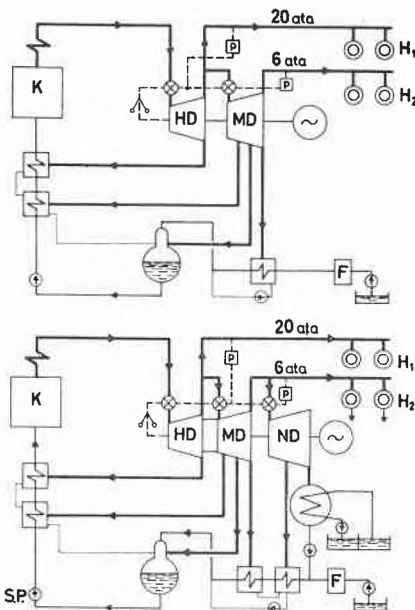


Abb. 11. Oben: Gegendruckanlage mit gesteuerter Entnahme bei 20 ata und 6 ata Gegendruck, unten: Doppelentnahme-Kondensationsanlage mit gesteuerten Entnahmen bei 20 ata und 6 ata

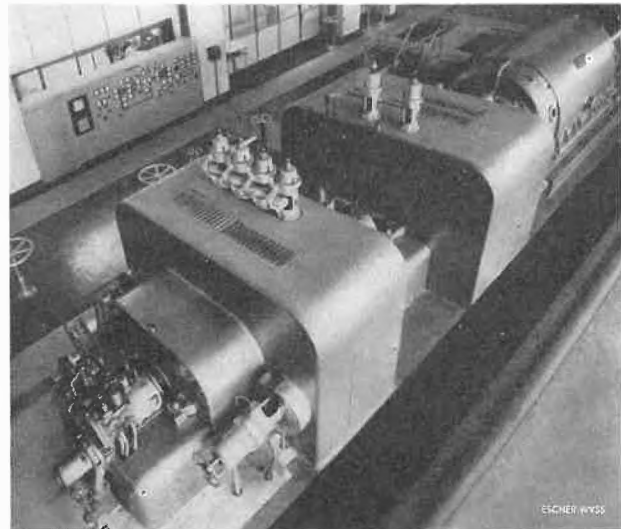


Abb. 12. Entnahme-Gegendruckturbine von 20 000 kW Leistung im Werk Ferrara der Montecatini

Dabei ist allerdings der Brennstoffmehraufwand etwas ungünstiger als bei einer reinen Gegendruckdampfanlage, weil die Rauchgase mit höherer Temperatur durch den Kamin ins Freie ausströmen, so daß dort ein zusätzlicher Wärmeverlust entsteht.

Dies hat zur Folge, daß sich der spezifische Wärmeverbrauch für die Erzeugung der elektrischen Energie von 960 cal/kWh der reinen Gegendruckdampfanlage auf 1020 cal/kWh der kombinierten Gasturbinen-Dampfanlage erhöht. Dieser Wärmeverbrauch bleibt immerhin noch sehr günstig, verglichen mit reinen Kondensationskraftwerken, die mit einem Wärmeverbrauch von 2200 cal/kWh arbeiten, also mit mehr als doppeltem Brennstoffverbrauch.

Selbstverständlich bedeutet die Kombination der Gasturbine mit einer Dampfanlage eine nicht unwesentliche Komplikation des Betriebes, und es wird die Zukunft zeigen, ob sich solche Anlagen in der Praxis einführen

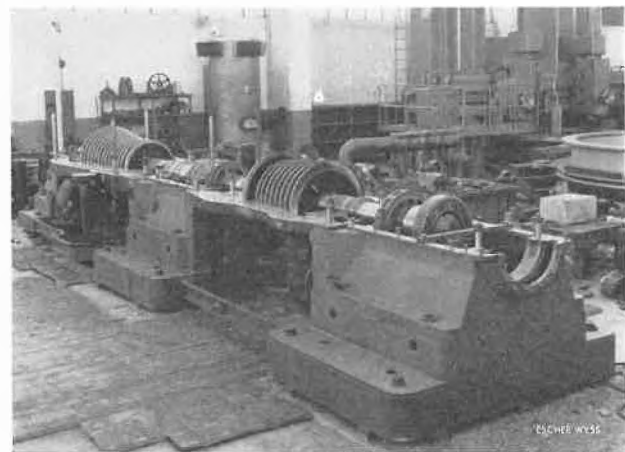


Abb. 13. 20 000-kW-Entnahme-Gegendruckturbine (gleiche Turbine wie Abb. 12) in geöffnetem Zustand

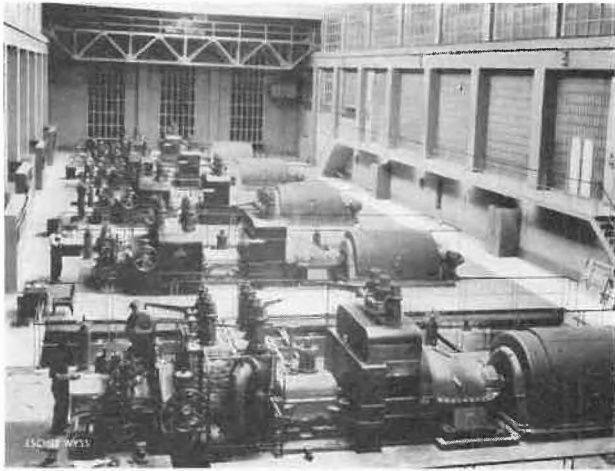


Abb. 14. 5 Doppelentnahme-Kondensationsturbinen von je 10 000 kW Leistung in der Zentrale Puertollano (Spanien)

wenn Wärme auf einem tieferen oder höheren Temperaturniveau benötigt wird, also Dampf z. B. von nur 2 ata oder von 20 ata.

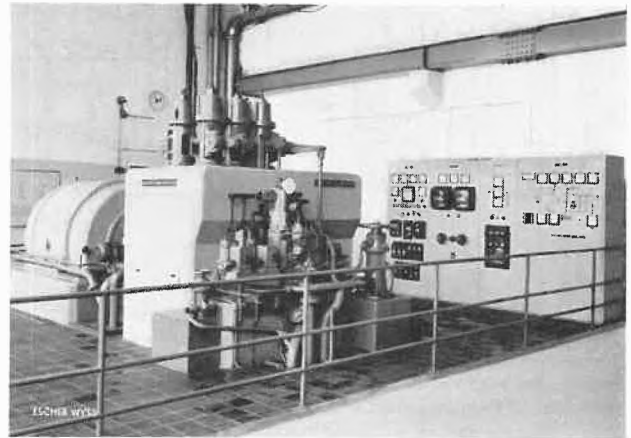


Abb. 15. 3000-kW-Entnahme-Gegendruckturbine im Werk Schweizerhalle der Firma Geigy

lassen. Immerhin sind in Amerika einige Anlagen dieser Art in Betrieb, wenn auch mit relativ niedrigen Dampfdrücken. Auch hat die Maschinenfabrik Oerlikon bereits vor einigen Jahren eine ähnliche Anlage in Kombination mit einem 12-at-Kessel in Algerien in Betrieb gesetzt.

In den bisher gezeigten Diagrammen und Schemata habe ich stets vorausgesetzt, daß Heizdampf von 6 ata benötigt werde. Analoge Verhältnisse, jedoch mit entsprechend geänderten Leistungszahlen, ergeben sich,

Viele chemische Fabriken benötigen auch gleichzeitig Heizdampf von verschiedenen Drücken, z. B. von 6 ata und von 20 ata. Es gelangt dann eine Entnahme-Gegendruckturbine mit gesteuerter Dampfentnahme zur Anwendung, wie sie hier in Abb. 11 im Schema oben veranschaulicht ist.

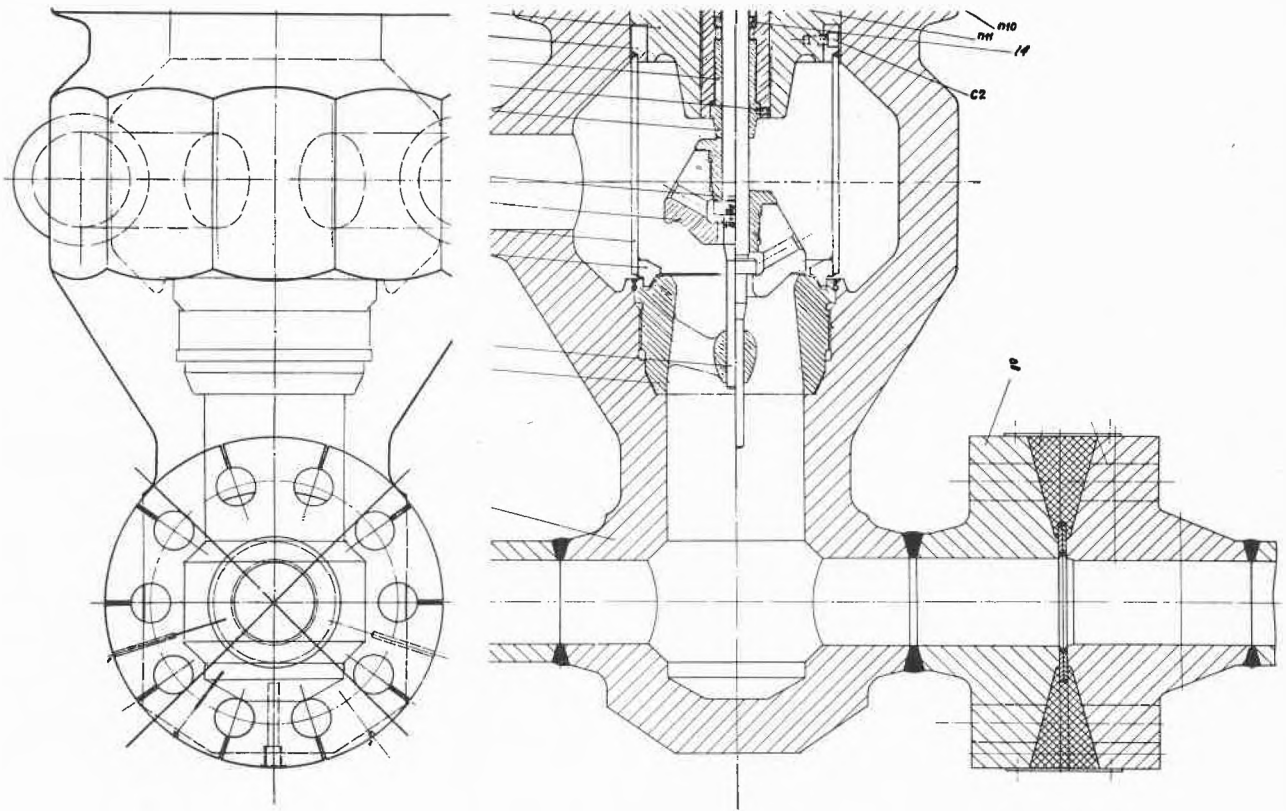


Abb. 16. Schnittzeichnung eines Schnellschluß-Absperrventils für 170 at 600°C, Flansch für Rohrleitungsanschluß mit angeschweißten Dichtungsplatten, die nach Zusammenbau am äußeren Umfang dichtgeschweißt werden

Genügt die mit einer Entnahme-Gegendruckturbine erzeugte Leistung nicht zur Deckung des großen Strombedarfes, so kann eine Doppelentnahme-Kondensationsturbine verwendet werden, wie sie im Schema unten veranschaulicht ist. Die Turbogruppe erhält dann außer Hochdruck- und Mitteldruckteil auch ein Niederdruckgehäuse, dessen Abdampf im Kondensator niedergeschlagen wird.

Abb. 12 zeigt eine Entnahme-Gegendruckturbine von 20000 kW Leistung in der Anlage Ferrara der Montecatini. Der Dampf wird in zwei Gehäusen entspannt, wofür im ersten Gehäuse 14 Gleichdruckstufen und im zweiten Gehäuse 9 Stufen eingebaut sind (Abb. 13).

Im Werk Brindisi der Montecatini sind zwei 40000-kW-Entnahme-Kondensationsturbinen in Betrieb, die mit Zwischenüberhitzung arbeiten und mit Frischdampf von 110 at 520°. Fünf Doppelentnahme-Kondensationsturbinen von je 10000 kW (Abb. 14) sind in einer spanischen Anlage aufgestellt.

Als Beispiel einer kleineren Entnahme-Gegendruckturbine zeigt Abb. 15 die 3000-kW-Turbine, die im Werk Schweizerhall der Firma Geigy aufgestellt ist. Sie arbeitet mit Frischdampfdruck von 42 at und einer Frischdampfmenge von 32 t/h. Ein Teil des Dampfes wird bei 17 ata entnommen, und der Abdampf strömt mit 6 ata zu den Wärmeverbrauchern.

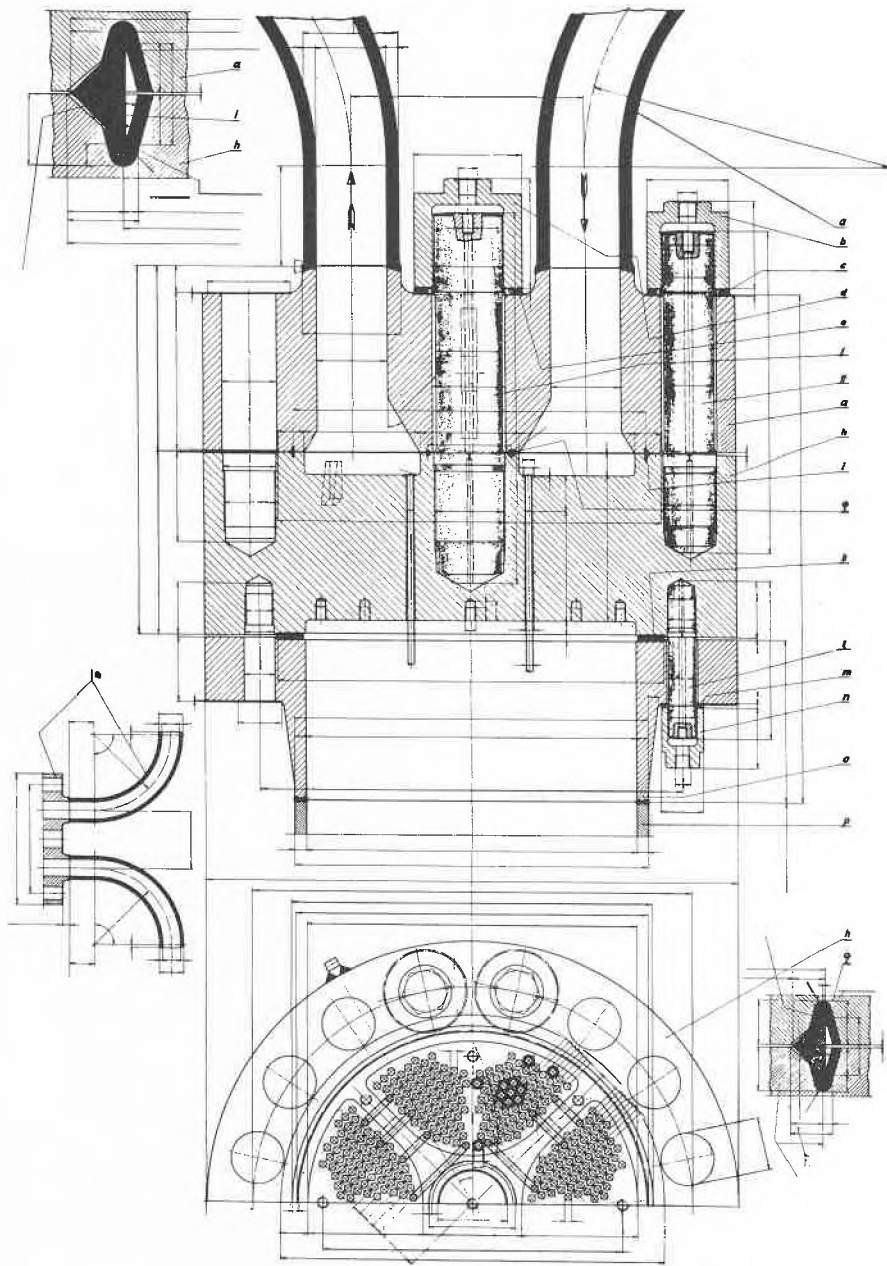


Abb. 17. Wasserkammer eines HD-Speisewasservorwärmers mit Abdichtungen gegen den hohen Innendruck mittels Deltadichtungen (Details links oben und rechts unten)

Im Gegensatz zu dieser relativ kleinen Anlage mit entsprechend niedrigem Frischdampfdruck sei erwähnt, daß bei den Chemischen Werken Hüls für eine sehr große Dampfmenge von etwa 300 t/h ein Frischdampfdruck von 300 at zur Anwendung kommt, mit Temperaturen von 600 bzw. 530 °C. Es handelt sich dabei um eine Anlage, bei welcher der größte Teil des Dampfes bis auf Vakuum entspannt wird und bei welcher sogar zweifache Zwischenüberhitzung angewandt wird.

Beim Bau von Anlagen für sehr hohe Drücke und hohe Temperaturen bieten sich verschiedene konstruktive Probleme.

Die Rohrleitungen werden soweit als möglich aus einzelnen Stücken zusammengeschweißt und Flanschen soviel wie möglich vermieden.

Abb. 16 zeigt die Zeichnung eines Schnellschluß-Absperrventiles für 170 at 600°, bei welchem eine Flanschverbindung nicht zu umgehen war. Zur vollkommenen Abdichtung zwischen den beiden Flanschen sind verhältnismäßig dünne Blechringe am Innenrand der Flanschen angeschweißt. Der äußere Rand der beiden aufeinanderliegenden Blechringe ist dichtgeschweißt.

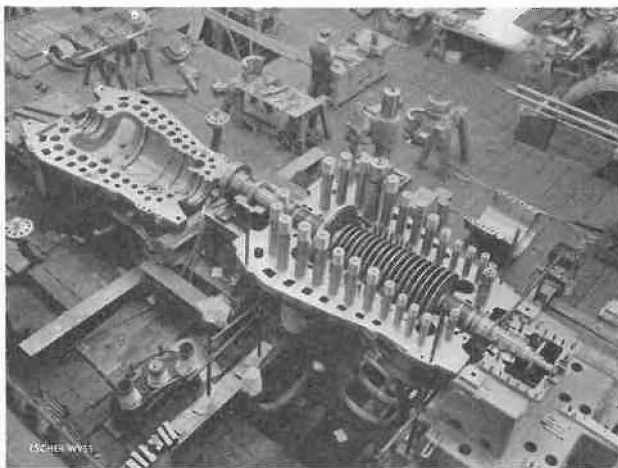


Abb. 18. HD-Gehäuse für 170 at 600° einer 115 000-kW-Dampfturbine. Breite Teilflanschen mit Heizkanälen im äußeren Teil

Für das Öffnen der Flanschverbindung ist nach Entfernen der Flanschbolzen lediglich diese Dichtschweißung aufzuschneiden, was mit Spezialwerkzeugen mühelos geschieht.

Mit Rücksicht auf die schlechte Wärmeleitfähigkeit des austenitischen Materials ist der Raum zwischen den Bolzen und den Flanschen mit Spänen aus nicht rostendem Stahl angefüllt. Hierdurch wird eine gleichmäßigere Erwärmung der Flanschen und Bolzen erzielt.

Ferner sind bei dem hier gezeigten austenitischen Ventilgehäuse für 600° die Rundflanschen außerdem mit Radialschnitten versehen, wodurch beim Anwärmen der Rohrleitung die Wärmespannungen in den Flanschen herabgesetzt werden.

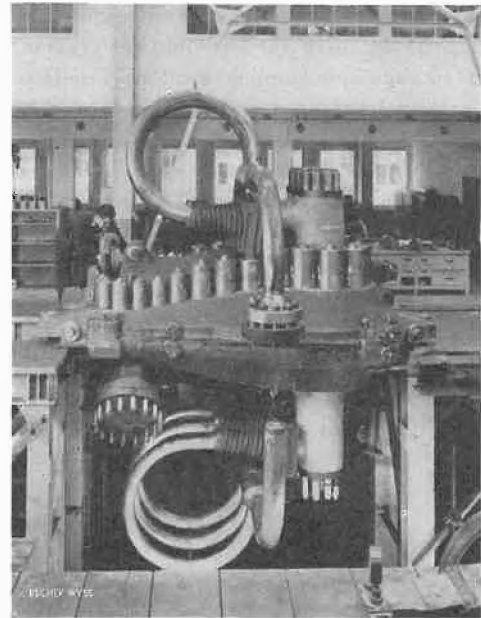


Abb. 19. Seitenansicht des geschlossenen HD-Gehäuses wie Abb. 18

Bei Wärmeaustauschern, die für die Vorwärmung des Speisewassers dienen, ergeben sich besondere Probleme, gegen den hohen Wasserdruck von mehr als 300 at abzudichten. Die Rohrbündel dieses Hochdruckvorwärmers sind in einer dicken Stahlplatte eingewalzt und dichtgeschweißt. Dieser sogenannte Rohrboden bildet mit dem darüberliegenden Deckel eine Wasserkammer.

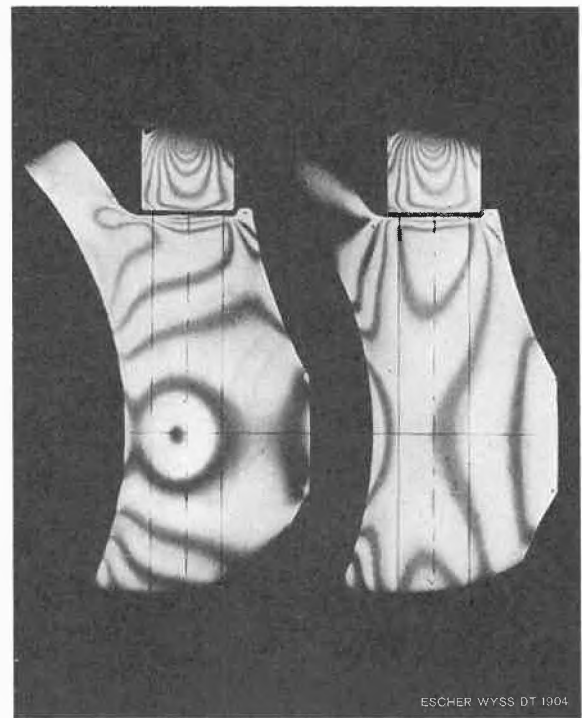


Abb. 20. Photoelastische Versuche zur Ermittlung der Spannungen in horizontalen Teilflanschen von HD-Gehäusen

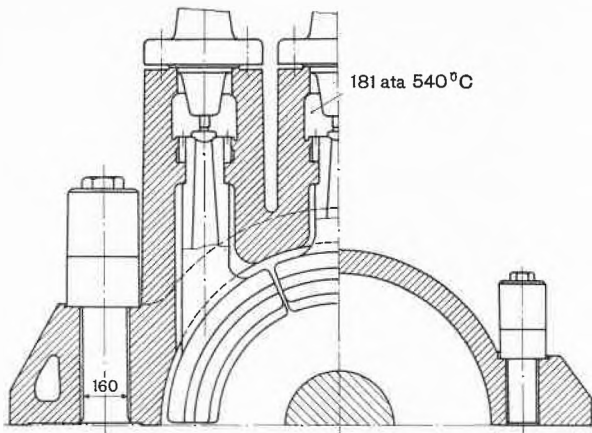


Abb. 21. Querschnitt durch das HD-Gehäuse einer Turbine für 181 at, 540°C, mit breitem Flansch, der im äußeren Teil mit Heizkanal versehen ist

Für die Abdichtung dieser beiden Teile wurde eine sogenannte Deltadichtung zur Anwendung gebracht, wie sie häufig bei Apparaten der chemischen Industrie verwendet wird. In Abb. 17 oben links sehen Sie vergrößert einen Querschnitt durch diese Deltadichtung, wie sie bei den Hochdruckvorwärmern zur Anwendung kommt. Der dreieckige Ring wird durch die kräftigen Schraubenbolzen des Deckels in die entsprechenden Nuten der Rohrplatte und des Deckels eingepreßt.

Besondere Probleme ergeben sich bei den Hochdruck-Dampfturbinen, die in der Regel ein horizontal geteiltes Gehäuse aus Stahlguß besitzen, in welchem die Leiträder der Turbine eingebaut sind (Abb. 18).

Abb. 19 zeigt Ihnen die äußerst kräftigen Flanschen, die für das Dichthalten der Horizontalteilfuge gegen Innendrucke von etwa 140 at benötigt werden.



Abb. 23. Zusammenbau einer HD-Dampfturbine in sogenannter Topfbauweise. In vertikaler Lage wird der Rotor mit den darumgelegten Leiträdern in das einteilige Gehäuse geschoben

Eingehende photoelastische Versuche (Abb. 20) haben gezeigt, welche Flanschformen für solche Hochdruckgehäuse zweckmäßig sind.

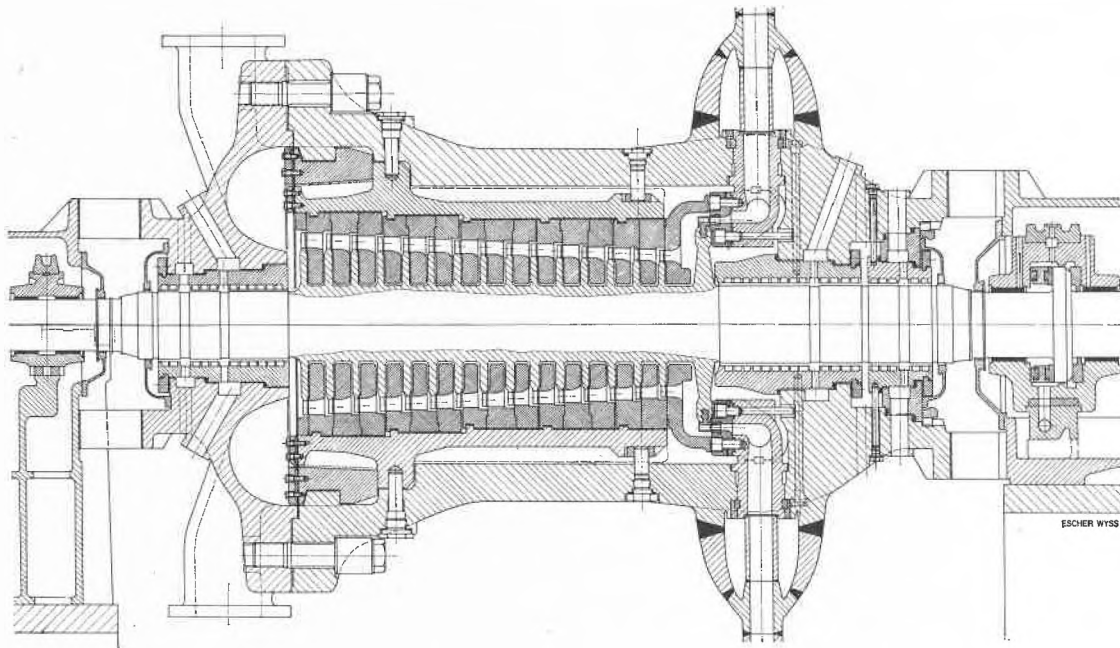


Abb. 22. Längsschnitt durch eine HD-Dampfturbine für 250 an Frischdampfdruck in sogenannter Topfbauart, d. h. ohne horizontalen Teilflansch

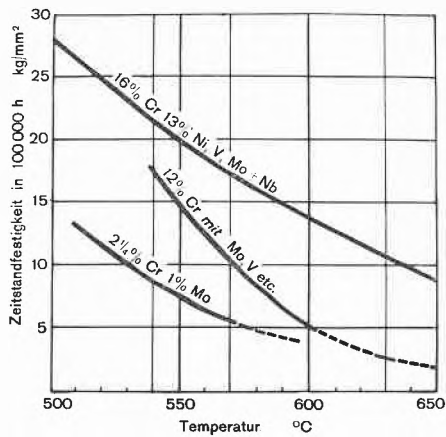


Abb. 24. Zeitstandfestigkeit (Bruch nach 100 000 Stunden) für austenitischen (obere Kurve) und ferritischen Stahl (mittlere und untere Kurve)

Abb. 21 zeigt den Querschnitt durch ein horizontal geteiltes Hochdruckgehäuse, bei dem die breiten und hohen Teilflanschen mit einem Heizkanal versehen sind. Dieser Heizkanal wird bei der Inbetriebsetzung der Turbine aus kaltem Zustande mit Dampf beheizt, so daß die großen Eisenmassen der Teilflanschen nicht nur eine Wärmezufuhr durch die Dampfströmung im Innern der Turbine erhalten, sondern auch durch den im Heizkanal strömenden Dampf. Auf diese Weise werden beim Anfahren Temperaturdifferenzen zwischen der Flanschinnen- und -außenseite vermieden und damit auch eventuell gefährliche Wärmespannungen.

Für Drücke von 240 bis 300 at gelangt auch eine Bauweise der Hochdruckturbine zur Anwendung, bei der die horizontale Teilung des Gehäuses vermieden wird. Abb. 22 zeigt den Längsschnitt einer solchen für überkritischen

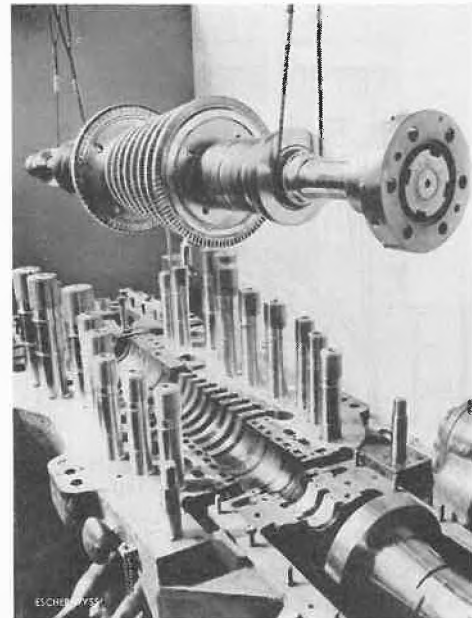


Abb. 25. Gegendruckdampfturbine für 100 at 600°C 3000 kW, 10 000 t/min vollständig aus austenitischem Stahl hergestellt

Druck konstruierten Turbine. Das Gehäuse ist einteilig und wird an der Dampfaustrittseite durch einen einteiligen Deckel verschlossen. Die innenliegenden Leiträder und Stopfbüchsen sind zweiteilig.

Bei dieser sogenannten Topfbauart (Abb. 23) werden Rotor und Leiträder in vertikaler Lage in das Gehäuse eingeführt.

Bei den hohen Temperaturen von 500 und 600° nimmt die Festigkeit der Stähle erheblich ab. Abb. 24 zeigt die sogenannte Zeitstandfestigkeit von drei verschiedenen warmfesten Stählen. Die untere Kurve bezieht sich auf

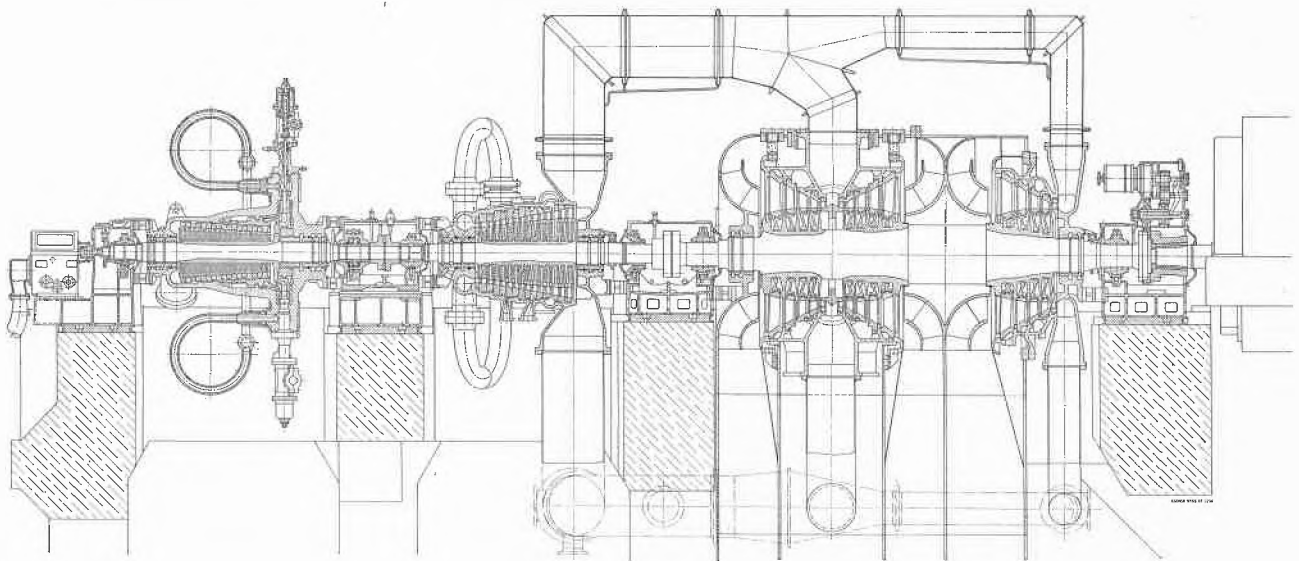


Abb. 26. 115 000-kW-Dampfturbine für 170 at 600°C in den belgischen Zentralen Baudour und Monceau mit gekühltem HD-Gehäuse

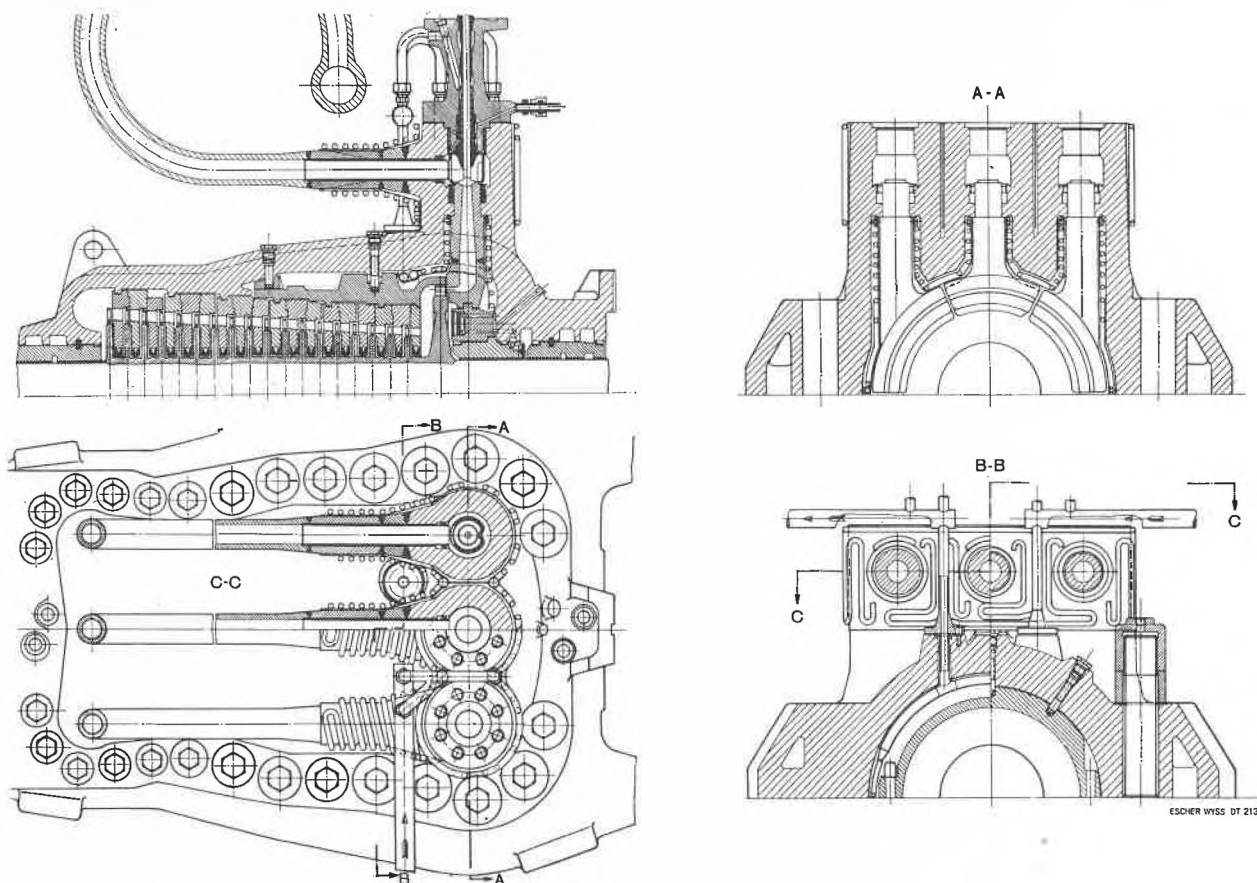


Abb. 27. Längs- und Querschnitt der in Abb. 26 gezeigten Dampfturbine für 170 at 600°C. Kühlschirme mit aufgeschweißten Kühlrohren sind in der Einströmseite an der Innenwand befestigt sowie an der Außenwand der Ventilgehäuse, wodurch die Gehäusetemperatur auch an diesen Stellen unter 540° gehalten wird, so daß ferritischer Stahlguß (mit 12% Cr und Zusätzen) verwendet werden kann

Stahl mit 2¼ % Cr. und 1% Mo, die mittlere Kurve auf 12% Chromstahl mit Zusätzen von Molybdän und Vanadium.

Der hochlegierte sogenannte austenitische Stahl mit 16% Chrom, 13% Ni sowie Mo, Va und Nb zeigt gemäß der oberen Kurve bei hohen Temperaturen die geringste Abnahme der Zeitstandfestigkeit und wäre demzufolge für Dampfturbinen mit 600° am besten geeignet.

Abb. 25 zeigt eine Dampfturbine, deren Gehäuse, Rotor und Leiträder vollständig aus solchem austenitischen Material hergestellt ist. Sie arbeitet mit 100 at in der Spulen- und Hülsenfabrik Emil Adolff in Reutlingen nun bereits seit zehn Jahren.

Der austenitische Stahl hat leider den großen Nachteil des Preises von 17 bis 30 Fr./kg. Für große Dampfturbinen ist es deshalb zweckmäßig, durch besondere Kühlvorrichtungen die dem hohen Druck ausgesetzten Gehäuseteile auf einem Temperaturniveau von nur etwa 530° zu halten. Der Längsschnitt (Abb.26) zeigt eine solche 600°-Turbine für 170 at, die im Dampfkraftwerk Baudour nun seit drei Jahren in Betrieb ist.

Die Hochdruckturbine (Abb.27) mit ihrem horizontal geteilten Gehäuse und den symmetrisch angeordneten Regulierventilen.

Bei den hier verwendeten Kühlvorrichtungen wird vor allem die schlechte Wärmeleitfähigkeit von stagnierendem Dampf ausgenützt.

Durch einen Kühlschirm, auf dem Kühlrohre angeschweißt sind, wird das druckfeste Gehäuse der Turbine



Abb. 28. Zentrale Baudour mit der in Abbildungen 26 und 27 gezeigten 115000-kW-Dampfturbine für 170 at 600°C

gegen die heißen Innenteile abgeschirmt, so daß die Wandtemperaturen höchstens 530° betragen, also nicht zu hoch für ferritischen Stahl mit 12% Chrom.

Die Kühlrohre der Külschirme sind von 400 grädigem Abdampf der Hochdruckturbine durchströmt.

Die Spindeln der Regulierventile erhalten in ihren Führungsbüchsen Kühldampf, der bei 500° vor dem Endüberhitzer des Kessels entnommen wird.

Auf diese Weise ist ein sicheres Funktionieren der Regulierventile gewährleistet, wie es sich in diesem belgischen Dampfkraftwerk Baudour (Abb. 28) gezeigt hat.

Ich schließe meine Erläuterungen über Hochdruckdampfturbinen mit der Hoffnung, daß meine Ausführungen dazu beitragen, beim Bau von großen chemischen Fabriken immer mehr hohe und höchste Drücke zur Anwendung zu bringen.